

зубьев гибкого и жесткого колес волнового редуктора поворота миксера МП–600АС, при нагрузке $5 \cdot 10^5$ Нм, составляет $J_{aq \max} = -0,79$ мм при угле поворота генератора волн $\varphi_{(J_{aq})} = \varphi_{(J_{ab})} = 55^\circ$, что соответствует углу входа зубьев в зацепление (рис. 9).

4. В окрестностях торцов зубчатого венца гибкого колеса в тяжело нагруженных волновых передачах наблюдаются следы неравномерного интенсивного износа зубьев. Это обусловлено главным образом влиянием нагрузки на отклонения зубьев гибкого колеса по длине относительно оси симметрии, а также сложной конусообразной деформацией гибкого колеса.

5. Определены зазоры по торцам у вершин зубьев гибкого колеса в зацеплении волновой передачи редуктора механизма поворота передвижного миксера МП–600АС, при максимальной нагрузке 5×10^5 Н·м (рис. 10). По переднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса зазоры полностью выбираются вблизи большой оси генератора волн при значении угла $\varphi_{(J_{a\eta_1})} = -4^\circ$, и начинается интерференция зубьев. По заднему торцу у вершин зубьев гибкого колеса интерференция зубьев возникает на большой оси генератора волн, т.е. $\varphi_{(J_{ab2})} = 0^\circ$.

6. Максимальные значения интерференция вершин зубьев на торцах гибкого колеса приобретает на входе в зацепление: $J_{ab1 \max} = -0,75$ мм, $J_{ab2 \max} = -0,83$ мм, при $\varphi_{(J_{a\eta_1})} = \varphi_{(J_{ab2})} = -55^\circ$.

7. Как показывают результаты выполненных исследований, интерференция зубьев наблюдается в зацеплении даже ненагруженной волновой передачи, а при максимальном значении нагрузки 5×10^5 Н·м величина интерференции зубьев принимает весьма большие значения, что делает такую передачу неработоспособной. Задача устранения интерференции зубьев в тяжело нагруженных волновых передачах требует самостоятельного конструктивного решения. Для устранения интерференции зубьев в зацеплении на ЗАО «НКМЗ» разработано принципиально новое техническое решение, исключаящее интерференцию зубьев в крупных тяжело нагруженных волновых передачах [7].

8. Выполненные исследования позволили определить область и величину интерференции зубьев в волновой передаче в зависимости от размеров зубьев, характеристики зацепления, конструктивных параметров генератора волн, фазы зацепления, крутящего момента на выходном валу волнового редуктора.

9. Установлено, что максимальные значения интерференция приобретает на вершинах зубьев под нагрузкой, в окрестностях торцов зубчатого венца, на входе зубьев в зацепление.

10. Полученные результаты дают возможность определить границы существования интерференции зубьев в зацеплении в зависимости от геометрических, конструктивных и силовых параметров крупной волновой передачи, что позволяет обеспечить условия устранения интерференции зубьев на стадии выполнения проектно-конструкторских работ.

Список литературы: 1. Волошин А.И., Суков Г.С. Стрельников В.Н. Системный анализ крупной волновой передачи // Вестник национального технического университета “ХПИ”. – 2007. – Вып. 21. – С.38–45. 2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с. 3. Иванов М.Н., Иванова Т.М., Чиров А.А. Расчёт относительного положения зубьев в нагруженной волновой передаче // Известия вузов. Машиностроение. – 1976. – № 10. – С.21–24. 4. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник / Бойко Л.С., Высоцкий А.З., Галиниченко Э.Н. и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 248с. 5. Руденко В.Н. Планетарные и волновые передачи: Альбом конструкций. – М.: Машиностроение, 1980. – 148с. 6. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. Подшипники качения: Справочник. – М.-Л.: ГНТИМЛ, 1959. – 608с. 7. А.с. 1373058 СССР, МКИ F16 Н 1/00. Волновая передача / Е.А. Мацегора, В.М. Аркуша, В.Н. Стрельников и др. (СССР). – №015137/25-28; Заявл. 4.02.86; зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 08.10.87. – 5с.

Поступила в редколлегию 20.05.08

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Л. НОСКО, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Н. ТКАЧ, канд. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
А.А. МУХОВАТЫЙ, асп., ВНУ им. В. Даля

О РАСШИРЕНИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ К-Н-V

Отримано рекомендації зі створення передач К-Н-V з різністю чисел зубців коліс із внутрішнім та зовнішнім зацепленням, що дорівнює одиниці.

Recommendations on creation of transmissions K-H-V with a variance of teeth of sprockets with internal and an external gearing to equal unit are obtained.

Планетарная передача К-Н-V обладает простотой конструкции, высокой нагрузочной способностью и сравнительно большим коэффициентом полезного действия [1, 2]. Однако распространенные рекомендации по созданию такой передачи позволяют обеспечить в одной ступени при двадцатиградусном зацеплении передаточное число $u \leq 70$, что ограничивает кинематические возможности такой передачи в сравнении с волновой передачей. Исследованиями установлено [3], что при двадцатиградусном некорректированном

эвольвентном зацеплении минимальная разность зубьев колеса с внутренним зацеплением Z_2 и колеса с внешним зацеплением – Z_1 из условия отсутствия интерференции даже при $Z_2 \geq 100$ составляет 3-5 зубьев. При такой разности чисел зубьев нельзя обеспечить передаточное число передачи больше восьмидесяти [3]. Уменьшить возможность интерференции зубьев можно путем увеличения при уменьшении разности зубьев угла зацепления и уменьшения высоты зуба, а также применением угловой коррекции [3]. Однако из-за уменьшения коэффициента перекрытия обеспечить разность числа зубьев $Z_2 - Z_1 = 1$ не представляется возможным.

Данное положение можно исправить применением эвольвентных передач с углом зацепления меньше двадцати градусов и уменьшенной высотой зуба в сравнении со стандартным значением в сочетании с угловой коррекцией зацепления.

По предварительным данным наших исследований угол зацепления передачи следует принимать $\alpha_s \leq 10^\circ$, а высоту зуба колес и коэффициент коррекции колеса с внутренними зубьями определять из условия отсутствия интерференции и обеспечения коэффициента перекрытия больше единицы.

Приведем формулы для синтеза указанных передач. При этом будем использовать результаты работ [1, 3].

Коэффициент торцового перекрытия будем определять по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1}{2\pi}(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_W) + \frac{Z_2}{2\pi}(-\operatorname{tg}\alpha_{a2} + \operatorname{tg}\alpha_W), \quad (1)$$

где Z_1, Z_2 – числа зубьев колес с внешними и внутренними зубьями; α_{a1}, α_{a2} – углы зацепления на вершинах зубьев; α_W – угол зацепления в торцовом сечении.

Для обеспечения отсутствия пересечения головок зубьев (отсутствия интерференции) надо выполнить условие [3]:

$$(\Phi_1 + \operatorname{inv}\alpha_{a1} - \operatorname{inv}\alpha_s) \frac{Z_1}{Z_2} + \operatorname{inv}\alpha_s - \operatorname{inv}\alpha_{a2} \geq \Phi_2. \quad (2)$$

где $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ – инволютная функция соответствующих углов.

Углы Φ_1 и Φ_2 , а также α_{a1} и α_{a2} определяются из соотношений

$$\begin{aligned} \cos \Phi_1 &= \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_W^2}{2R_{a1}a_W}; \quad \cos \Phi_2 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_W^2}{2R_{a2}a_W}; \\ \cos \alpha_{a1} &= \frac{r_{o1}}{R_{a1}}; \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{o2}}{R_{a2}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где R_{a1}, R_{a2} – радиусы вершин зубьев колес; a_W – межосевое расстояние; r_{o1}, r_{o2} – радиусы основных окружностей колес.

Сводка формул для определения основных геометрических размеров колес, входящих в соотношения (3), приведены в таблице, заимствованной из работы [1].

Таблица.
Формулы для определения основных размеров передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами внутреннего зацепления с угловой коррекцией

Параметры зацепления	Формулы
Делительное межосевое расстояние a	$a = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1)$
Межосевое расстояние a_W	$a_W = \frac{a \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tW}}$ или $a_W = a + ym = a + (x_2 - x_1 - \Delta y)m$
Делительный диаметр d	$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2$
Начальный диаметр d_W	$d_{W1} = \frac{2a_W}{(u-1)}$ или $d_{W1} = d_1 + \frac{2y}{(z_2 - z_1)}d_1;$ $d_{W2} = d_{W1}u$ или $d_{W2} = d_2 + \frac{2y}{(z_2 - z_1)}d_2$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m;$ $d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - \Delta y - k_2)m,$ где $k_2 = 0,25 - 0,125x_2$ при $x_2 < 2;$ $k_2 = 0$ при $x_2 \geq 2$
Ориентировочное значение диаметра впадин d_f колес с внутренними зубьями	$d_{f2} \approx 2a_W + d_{a1} + 0,5m$
Модуль m	1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11. (СТ СЭВ 310-76)
Коэффициент смещения x	$x = \frac{(E - 0,5m_t z)}{m}$
Разность коэффициентов смещения	$x_2 - x_1 = y + \Delta y$
Коэффициент воспринимаемого смещения y	$y = \frac{(a_W - a)}{m} = x_2 - x_1 - \Delta y$

Окончание таблицы.

Параметры зацепления	Формулы
Коэффициент уравнивающего смещения Δy	При заданной величине $x_2 - x_1$ $\Delta y = \left(\frac{\Gamma}{1000} - \nu \right) \frac{z_2 - z_1}{\cos \beta},$ где Γ определяется по номограмме из работы [1]; $\nu = 0$ при $\beta = 0$
Угол профиля исходного контура α	По ГОСТ 13755-68 $\alpha = 20^\circ$
Угол профиля α_t производящей рейки в сечении, перпендикулярном к оси сцепляющегося с ней зубчатого колеса	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
Угол зацепления α_{tW}	$\alpha_{tW} = \arccos \frac{(a \cos \alpha_t)}{a_W}$
Коэффициент торцового перекрытия ε_α	Значение ε_α определяется по формуле (1)

Примечания: 1. Необходимо задать $x_2 > 0$ и обеспечить выполнение условия $\xi_c = a + \Delta y$. Ψ можно задать произвольно в пределах $\Delta y = 0,04 \dots 0,06$.

2. Можно принять предварительное значение $h_a = 0,5 \dots 0,6$.

Пример. Рассмотрим планетарную К-Н-V передачу с кривошипом $Z_1 = 100$, $Z_2 = 101$, модуль зацепления $m = 1$ мм. Передаточное число такой планетарной передачи $i = -100$.

1. Делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5(Z_2 - Z_1) \cdot m = 0,5(101 - 100) \cdot 1 = 0,5 \text{ мм.}$$

2. Принимаем коэффициенты смещения

$$x_1 = 0; \quad x_2 = 0,55;$$

$$x_\Sigma = x_2 - x_1 = 0,55 - 0 = 0,55.$$

3. Межосевые расстояния зубчатой пары при $\Delta y = 0,05$

$$a_W = (a + x_\Sigma - \Delta y) \cdot m = (0,5 + 0,55 - 0,05) \cdot 1 = 1 \text{ мм.}$$

4. Принимаем коэффициент высоты головки зуба

$$h_a = 0,5.$$

5. Делительные диаметры

$$d_1 = mZ_1 = 1 \cdot 100 = 100 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mZ_2 = 1 \cdot 101 = 101 \text{ мм.}$$

6. Радиусы вершин зубьев

$$R_{a1} = 0,5[d_1 + 2(h_a + x_1 - \Delta y) \cdot m] = 0,5[100 + 2(0,5 + 0 - 0,05) \cdot 1] = 50,45 \text{ мм;}$$

$$R_{a2} = 0,5[d_2 - 2(h_a - x_2 - \Delta y) \cdot m] = 0,5[101 - 2(0,5 - 0,55 + 0,05) \cdot 1] = 50,5 \text{ мм;}$$

$$\cos \Phi_1 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_W^2}{2R_{a1}a_W} = \frac{50,5^2 - 50,45^2 - 1^2}{2 \cdot 50,45 \cdot 1} = 0,040114,$$

$$\Phi_1 = 87,70102^\circ = 1,53067 \text{ радиан;}$$

$$\cos \Phi_2 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_W^2}{2R_{a2}a_W} = \frac{50,5^2 - 50,45^2 + 1^2}{2 \cdot 50,5 \cdot 1} = 0,059876,$$

$$\Phi_2 = 86,56729^\circ = 1,51088 \text{ радиан.}$$

7. Радиусы основных окружностей (принимая угол профиля $\alpha_s = 7^\circ$)

$$r_{o1} = 0,5d_1 \cos \alpha_s = 0,5 \cdot 100 \cdot \cos 7^\circ = 49,62731 \text{ мм;}$$

$$r_{o2} = 0,5d_2 \cos \alpha_s = 0,5 \cdot 101 \cdot \cos 7^\circ = 50,12358 \text{ мм.}$$

8. Углы α_{a1} и α_{a2}

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{o1}}{R_{a1}} = \frac{49,62731}{50,45} = 0,98369; \quad \alpha_{a1} = 10,36137^\circ$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{r_{o2}}{R_{a2}} = \frac{50,12358}{50,5} = 0,99255; \quad \alpha_{a2} = 7^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \alpha_s.$$

9. Инволютные функции

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1} = \operatorname{tg} 10,36137^\circ - 0,18084 = 0,002;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_s = \operatorname{tg} \alpha_s - \alpha_s = \operatorname{tg} 7^\circ - 0,12217 = 0,00061.$$

10. Условие (2) имеет вид

$$(1,53067 + 0,002 - 0,00061) \frac{100}{101} + 0,00061 - 0,00061 = 1,51689 > \Phi_2 = 1,51088$$

Условие отсутствия интерференции выполняется.

11. Углы зацепления

$$\alpha_W = \arccos\left(\frac{a}{a_W} \cos \alpha_s\right) = \arccos\frac{0,5}{1} \cos 7^\circ = 60,24627^\circ$$

12. Коэффициент перекрытия по формуле (1) равен

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_W) + \frac{Z_2}{2\pi} (-\operatorname{tg} \alpha_{a2} + \operatorname{tg} \alpha_W) =$$

$$= \frac{100}{2\pi} (\operatorname{tg} 10,36^\circ - \operatorname{tg} 60,24626^\circ) + \frac{101}{2\pi} (-\operatorname{tg} 7^\circ + \operatorname{tg} 60,24626^\circ) = 1,2147.$$

Значение коэффициента перекрытия в пределах допустимых.

Для передачи с передаточным числом $i = -100$ возможны следующие значения угла зацепления $\alpha_s = 4^\circ, 5^\circ, 6^\circ, 7^\circ, 8^\circ, 9^\circ, 10^\circ$ (см. рис). Причем минимальные значения угла ограничены технологическими возможностями изготовления зубьев.

Максимальные значения угла α_s ограничиваются из условия обеспечения минимального коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 1 \dots 1,2$ [3]. При увеличении угла α_s уменьшается коэффициент перекрытия (см. рис.).

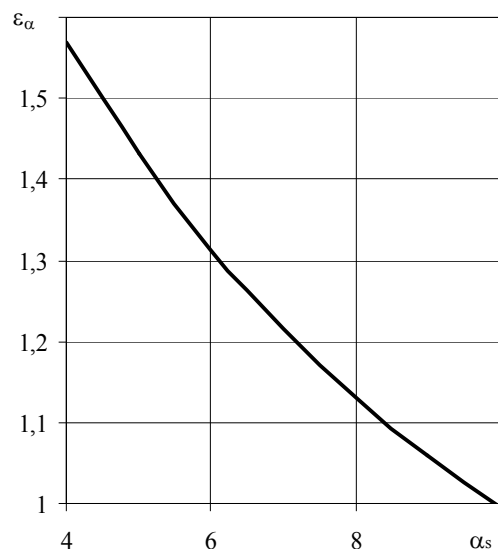


Рис. Зависимость коэффициента перекрытия от угла зацепления при $Z_2 = 101$ и $i = -100$

Выводы. 1. Получены рекомендации по созданию передач К-Н-V с разницей зубьев колес с внутренним и внешним зацеплением, равной единице.

2. Наиболее рациональная область существования таких передач определяется значениями угла зацепления в пределах $\alpha_s = 6^\circ \dots 8^\circ$.

Список литературы: 1. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536с. 2. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1988. – 370с. 3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – Л., Машгиз, 1957. – 264с.

Поступила в редколлегию 21.05.08

УДК 629.735.33.05

В.Т. АБРАМОВ, доц., канд. техн. наук, НАКУ “ХАИ”,
В.А. МАТУСЕВИЧ, главный конструктор-директор “ХАКБ”,
В.Н. САПРЫКИН, проф., канд. техн. наук, НАКУ “ХАИ”,
А.В. ШЕХОВ, с.н.с., НАКУ “ХАИ”

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО КРИТЕРИЮ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ С УЧЕТОМ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Приведені дані щодо впливу розповсюдження передаточного відношення по ступеням поставного планетарного механізму на приведений момент інерції та приводяться рекомендації з оптимізації цього розповсюдження з урахуванням умови контактної рівномірності.

The influence distribution transfer attitudes members of planetary transmission on value reduce moment of inertia is consider. Recommendations of optimization distribution transfer attitudes are given.

Постановка проблемы. Проектирование механизмов, в том числе планетарных, является многовариантной задачей. В частности, для планетарных механизмов это объясняется различным распределением общего передаточного отношения по его ступеням. Данное обстоятельство позволяет выполнить ряд дополнительных требований по оптимизации проектируемых механизмов. Для приводов, используемых в системах автоматизированного управления, работающих в старт-стопном режиме, таким требованием является повышение быстродействия механизмов. Повышение быстродействия, обеспечиваемое уменьшением приведенного момента инерции [1], приводит к снижению пусковых моментов электродвигателей и уменьшению инерционных нагрузок на зубья при переменных скоростях движения звеньев механизмов. Кроме того, уменьшается время разбега и выбега, т.е. обеспечивается